

# 空調系統設備整合與控制技術介紹

## 一、前言

空調系統為一般建築主要的耗能對象，係由包括主機、水塔、附屬設備(泵浦、空調箱、冷風機、相關水處理設備等等)所組成，整體系統之運轉性能與各設備之效率、現場負載、天候條件、運轉策略等等息息相關，其控制原則係以在滿足現場需求(負載、溫、濕度)下達到整體效能最高(COP 最高、耗電最低)之策略為最佳之運轉模式。透過系統各設備之效能分析模型之建立，可以預測各設備在不同天候、現場需求、運轉策略條件下之設備耗能，進而得到整體系統之運轉效率變化，透過進一步的最適化策略建立得到使系統運轉效率最佳之逐時操作策略，提昇系統節能效益。

冰水主機之耗電模型可表示為冰水出口水溫、冷卻水出口水溫及主機負載之函數，如圖 1 所示。實際空調系統運轉中，當冷卻水塔降載運轉時，風扇轉速降低，水塔之出口水溫會因此而上升，使得冰水主機之耗電量增加，造成總耗電量上升。冰水主機在實際運轉下，其耗電量係受到冰水出口水溫、冷卻水入口水溫及主機負載的影響。由於冷卻水水溫係由冷卻水塔之運轉操作策略所控制，例如當冷卻水塔降載運轉時，風扇轉速降低，水塔之出口水溫會因此而上升，使得冰水主機之耗電量增加。因此在空調系統耗電的計算模式中必需考慮冷卻水塔之運轉操作策略對冰水主機耗電量影響，才足以完整描述系統耗電之情形。

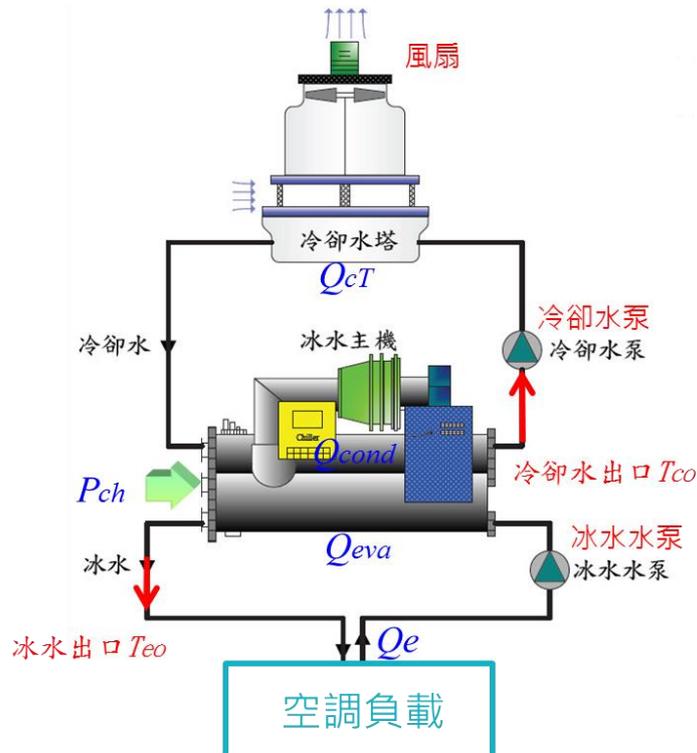


圖 1、中央空調系統運轉示意圖

## 二、空調系統耗電模型建立

空調系統節能演算法建立，包含冰水主機、泵浦及冷卻水塔等設備整合之運轉模型，經過系統能量平衡計算，輸出冰水出水溫度、冷卻水入口溫度和風機運轉頻率，得到最佳化運轉參數，進行運轉最佳化操作策略。控制模組建構，透過 RS232 / RS485 資料傳輸，將最佳化運算控制參數(冰水出水溫度和風機運轉頻率)，及設備運轉參數(冰水和冷卻水流量、空調負載和外氣乾濕球溫度)等資料寫入或讀取至控制模組，對空調系統做控制調整，透過設定高效率冰機運轉、最佳冰水與冷卻水出水溫度設定及變頻水泵及變頻風扇、一/二次變流量運轉參數設定，經過節能演算法反復迭代，最終中央空調系統群組的能耗，就能趨近最佳化節能的目標，達到全系統最佳化(耗電最低)。

### 1. 冰水主機耗電

冰水主機運轉耗電與其運轉水溫及負載(loadings)有關，根據 ASHRAE Handbook HVAC Applications CH42 (2011)所揭櫫的冰水主機運轉耗電模型，冰水主機耗電計算模型包括空調負載、冰水主機冰水出口溫度和冷凝器出口水溫等三個參數，表示如下

$$P_{ch} = a_0 + a_1(T_{co} - T_{eo}) + a_2(T_{co} - T_{eo})^2 + a_3\dot{Q}_e + a_4\dot{Q}_e^2 + a_5\dot{Q}_e(T_{co} - T_{eo}) \quad (1)$$

其中  $P_{ch}$  為冰水主機運轉耗電(kW)

$T_{co}$  為冷凝器之冷卻水出口溫度(°C)

$T_{eo}$  為蒸發器之冰水出口溫度(°C)

$Q_e$  為冰水主機負載容量(kW)

$a_0 \sim a_5$  為冰水主機運轉耗電係數，需以迴歸分析求得。上式中之冰水主機運轉耗電  $P_{ch}$ 、冷卻水出口與冰水出口溫度溫差( $T_{co}-T_{eo}$ )，及冰水主機負載容量  $Q_e$  三者之運轉關係，可從機房實際運轉數據取得，透過迴歸分析程式，即可求得  $a_0 \sim a_5$  的冰水主機運轉耗電係數。

### 2. 泵浦

泵浦實際運轉時，在不同頻率之下會提供不同之流量與揚程，導致不同之耗電。一/二次側冰水泵浦耗電模型，可表示成冰水流量(LPM)與末端壓差設定值(mAq)之關係式

$$P_{chwpR} = d_0 + d_1\dot{m}_{ew} + d_2\dot{m}_{ew}^2 + d_3\Delta P + d_4\Delta P^2 + d_5\dot{m}_{ew}\Delta P \quad (2)$$

$$CHP_{hz} = b_0 + b_1\dot{m}_{ew} + b_2\dot{m}_{ew}^2 + b_3\Delta P + b_4\Delta P^2 + b_5\dot{m}_{ew}\Delta P \quad (3)$$

其中  $P_{chwpR}$  為二次一/二次側冰水泵浦耗電比(無因次)，定義為冰水泵浦運轉實際耗電(kW) / 冰水泵浦額定耗電(kW)， $P_{chwpR}$  值介於 0~1

$\dot{m}_{ew}$  為二次側冰水泵浦流量(LPM)

$\Delta P$  為末端壓差設定值(mAq)

$d_0 \sim d_5$  為二次冰水側泵浦耗電係數，需以迴歸分析求得

$CHP_{Hz}$  為冰水泵浦運轉頻率(Hz)， $CHP_{Hz}$  值介於 0~60 (Hz)

$b_0 \sim b_1$  為冰水泵浦運轉頻率關係係數，需以迴歸分析求得。(2)式中之一次側冰水泵浦耗電比  $P_{chwpR}$ 、冰水泵浦流量  $m_{ew}$  與末端壓差設定值  $\Delta P$ ，及(3)式中之冰水泵運轉頻率  $CHP_{Hz}$ 、冰水泵浦流量  $m_{ew}$  與末端壓差設定值  $\Delta P$  之運轉關係，可從機房實際運轉數據取得，透過迴歸分析程式，即可求得  $d_0 \sim d_5$  及  $b_0 \sim b_5$  的係數。

冷卻水泵耗電模型，可表示成冷卻水泵浦流量比之關係式

$$P_{cwpR} = f_0 + f_1 \dot{m}_{cwR} + f_2 \dot{m}_{cwR}^2 + f_3 \dot{m}_{cwR}^3 \quad (4)$$

$$CP_{Hz} = g_0 + g_1 \dot{m}_{cwR} \quad (5)$$

其中  $P_{cwpR}$  為冷卻水泵浦耗電比(無因次)，定義為冷卻水泵浦運轉實際耗電(kW)/冷卻水泵浦額定耗電(kW)， $P_{cwpR}$  值介於 0~1

$m_{cwR}$  為冷卻水泵浦流量比(無因次)，定義為冷卻水泵浦運轉實際流量(LPM)/冷卻水泵浦額定運轉流量(LPM)， $m_{cwR}$  值介於 0~1

$CP_{Hz}$  為冷卻水泵浦運轉頻率(Hz)， $CP_{Hz}$  值介於 0~60 (Hz)

$f_0 \sim f_3$  為冷卻水泵浦運轉耗電率比之耗電係數，需以迴歸分析求得

$g_0 \sim g_1$  為冷卻水泵浦運轉頻率與流量比之關係係數，需以迴歸分析求得

### 3. 冷卻水塔

冷卻水塔風機出口直接接觸大氣，並無運轉基本揚程，而根據風機定律(fan law)，其運轉耗電與運轉風量成三次方的關係，因此對冷卻水塔風機耗電與風量之關係式可以寫成

$$P_{WR} = b_0 + b_1 Q_{WR}^3 \quad (6)$$

$$CF_{Hz} = c_0 + c_1 Q_{WR} \quad (7)$$

其中  $P_{WR}$  為冷卻水塔風機耗電率比(無因次)，定義為風機運轉實際耗電(kW)/風機額定耗電(kW)， $P_{WR}$  值介於 0~1

$Q_{WR}$  為冷卻水塔風機風量比(無因次)，定義為風機運轉實際風量(CMM)/風機額定運轉風量(CMM)， $Q_{WR}$  值介於 0~1

$CF_{Hz}$  為冷卻水塔風機運轉頻率(Hz)， $CF_{Hz}$  值介於 0~60 (Hz)

$b_0 \sim b_1$  為冷卻水塔風機耗電率之耗電係數，需以迴歸分析求得

$c_0 \sim c_1$  為冷卻水塔風機運轉頻率與風量比之關係係數，需以迴歸分析求得

對於冷卻水塔而言，其性能以 NTU 為主要參數

$$NTU = c_1 \cdot \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{-c_2} = c_p \cdot \frac{t_{in} - t_{out}}{n} \cdot \sum_{j=1}^n \frac{1}{(h_{if,j} - h_{g,j})_m} \quad (8)$$

其中  $C_1, C_2$  可由水塔型錄得知，在已知散熱量、冷卻水進出口溫度及冷卻水流量固定條件下，即可得知風量(正比於頻率)。

$NTU$ =冷卻水塔單位熱傳係數 (Number of transfer unit)

$h_{if,j}$ =在水膜溫度  $t$  下的飽和空氣焓值(enthalpy of saturated air at the water temperature)

$h_{g,j}$ =空氣焓值(enthalpy of air)

下標  $m$  代表平均值

$t_{in}$ =冷卻水塔之冷卻水入口溫度 (等於  $T_{co}$ )

$t_{out}$ =冷卻水塔之冷卻水出口溫度 (等於  $T_{ci}$ )

$m_w$ =冷卻水流量(等於  $m_{cTw}$ )

$m_a$ =冷卻水塔風量，可由型錄上得知。已知風量，則可求出風扇耗功。

建構中央空調系統群組運轉最佳化策略的過程中，必須透過 PLC 控制器將冰水主機、冷卻水泵浦、冰水泵浦、冷卻水塔運轉資料及外氣乾濕球溫度，透過 RS485 將資料寫入 ITRI Server 控制模組內，個人 PC 電腦透過近端或雲端乙太網際網路的方式將該運轉資料讀入最佳化節能演算法內。此路徑將中央空調系統群組的運轉資料輸入到最佳化節能演算法軟體；經過演算法軟體運算後的設定參數(冰水出水溫度、冷卻水出口溫度和風機運轉頻率)，由個人 PC 電腦經近端或雲端乙太網際網路的方式將該輸出的設定參數寫入 ITRI Server 控制模組內，PLC 控制器透過 RS485 由 ITRI Server 控制模組內讀入該輸出的設定參數，並依此參數去設定系統最佳的運轉參數，如圖 2 所示。

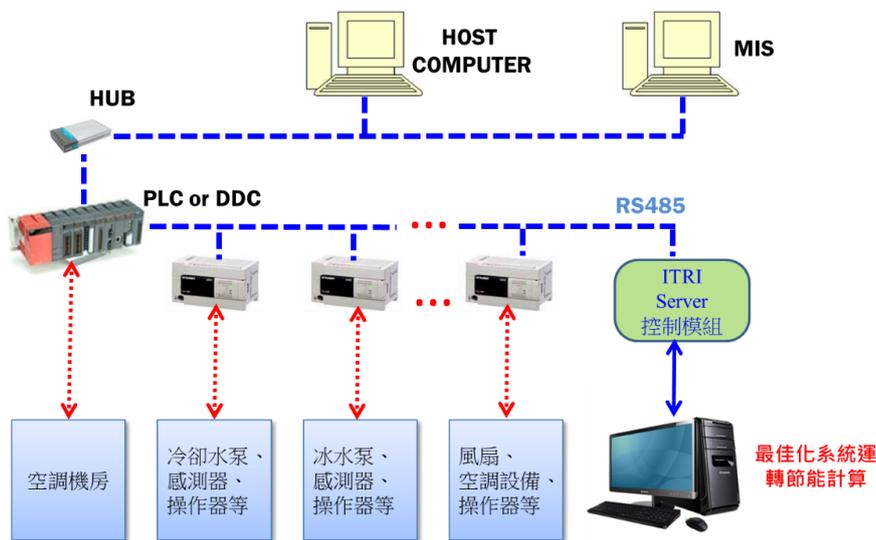


圖 2、最佳化節能演算法與 ITRI 控制模組示意圖

將中央空調系統的運轉資料輸入到演算法軟體，經軟體運算後，將輸出的設定參數設定中央空調系統群組運轉參數，由 PLC 控制器進行各設備的運轉控制，透過設定高效率冰機運轉、最佳冰水與冷卻水出水溫度設定及變頻水泵及變頻

風扇、一/二次變流量運轉參數設定，經過節能演算法反復迭代，最終中央空調系統群組的能耗，就能趨近最佳化節能的目標，達到全系統最佳化(耗電最低) 如圖 3 所示。最佳化節能演算法建立之程式介面如圖 4~5 所示，程式內容所採用的耗電模型如(1)~(8)式所示。

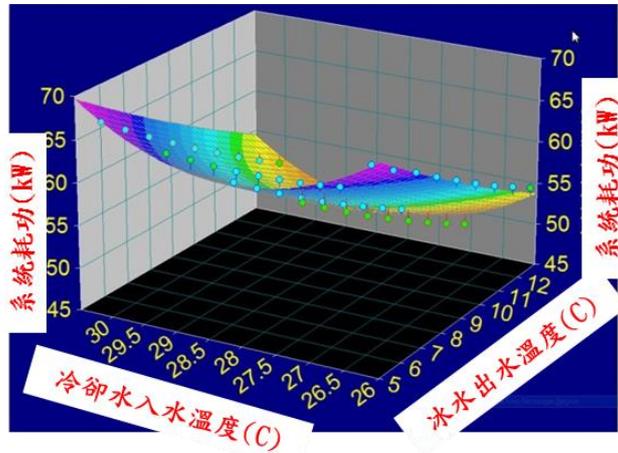


圖 3、最佳化節能演算法之系統耗功與冰水出水與冷卻水入口溫度之關係

輸入運算參數

冰水機標稱額定條件

冰水機台數: 1      每台冰水機之壓縮機台數: 2

一次側冰水泵台數: 1

二次側冰水泵台數: 1

冷卻水泵台數: 1

風機台數: 1

冰機台數\標稱條件	冷卻水標稱入口溫(°C)	冰水標稱出口溫(°C)	標稱冷凍能力 (RT)	標稱耗功(kW)	空調負載(RT)
冰機台數 1	30.00	7.00	300.00	202.00	120.00

設定冰水出口溫度: 7.20 °C

冰水流量: 2000.00 LPM

冷卻水流量: 3000.00 LPM

二次側冰水壓差設定值: 7.00 m.sq (1 m.sq=9.80665 kPa)

(二次側)冰水壓差額定耗功: 55.80 kW

冷卻水泵額定耗功: 30.00 kW

冷卻水泵額定運轉流量: 3000.00 LPM

冷卻水塔輸入參數

風扇運轉策略: variable speed

變頻風扇控制策略

設定冷卻水塔出口溫度

設定離近溫度: 3.00 °C

冷卻水塔風機額定運轉風量: 2000.00 CMM

冷卻水塔風機額定耗功: 11.00 kW

外氣乾球溫度: 32.00 °C

外氣濕球溫度: 27.00 °C

冷卻水塔特性參數

C1 = 1.200000

C2 = 0.600000

Run and Show Results

Save Data    Save Data As

Show Output    Clear    Print

冰水機運轉參數之修正係數

參數\係數	factor-0	factor-1	factor-2	factor-3	factor-4	factor-5
冰機台數 1						
compressor-1	15.8728070000	-1.4136377000	0.0343023450	0.0112986760	0.0000174795	0.0057719408
compressor-2	13.4289080000	-0.4325102300	0.0080301428	0.0098163480	0.0000112098	0.0051836758
二次冰水泵 1						
Pump Power	-0.0022923194	-0.0324255010	0.0000009145	8.9211744000	0.0343637500	-0.0020447559
冷卻水泵 1						
Pump Power	0.0000000000	-0.2187000000	1.0509000000	0.1633000000		
Pump Hz	0.2301000000	60.2140000000	0.0000000000	0.0000000000		
風機 1						
Fan Power	0.0686898970	0.8734245900				
Fan Hz	-0.1175401600	59.8547560000				

圖 4、最佳化節能演算法建立之程式介面-1



圖 5、最佳化節能演算法建立之程式介面-2

#### 4. 最佳化節能演算法之場域應用

本案例選擇一棟既有建物進行空調系統最佳化演算法與控制模組之實際場域，以工研院中興院區 89 館作為應用場域。中興院區 89 館為一棟辦公用途與宿舍共用的 12 層大樓，如圖 6 所示。節能改善後，空調機房為一/二側變流量系統，冷卻水泵與風機也改為變頻運轉，並且導入兩台新主機：200RT 磁浮變頻離心機(CH-1)和 300RT 雙壓螺旋式冰水機(CH-2)，保留原有一台 300R 螺旋式冰水機空調主機(CH-3)作為備援機，而 120RT 螺旋式主機(CH-4)未來將會為規劃移到別館使用，如圖 7 所示。200RT 磁浮變頻離心機為工研院綠能所自有技術研發之高效率冰水主機，目前尚處於實機運轉測試階段，因此目前中興 89 館空調機房主要以 300RT 雙壓螺旋式冰水機(CH-2)為運轉機器，如圖 8 所示。300RT 雙壓螺旋式冰水機在 CNS 12575 測試條件下，該系統的滿載效率 COP 為 5.2，部份效率 IPLV(COP)為 8.6 (AHRI 550/590 測試標準)。



圖 6、工研院中興院區 89 館外觀

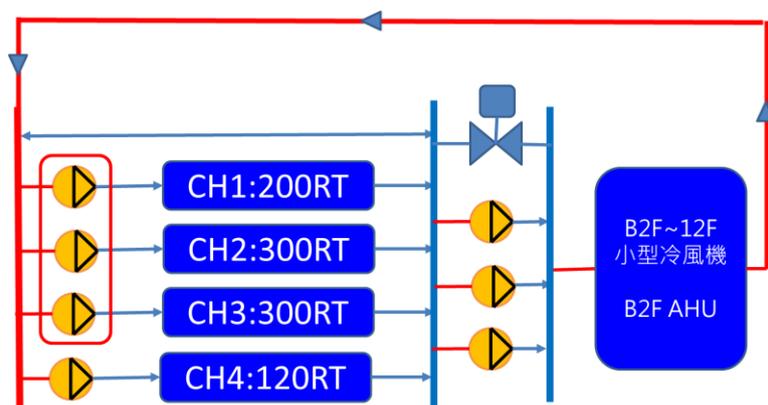


圖 7、工研院中興院區 89 館空調機房之一/二側變流量系統示意圖



圖 8、工研院中興院區 89 館空調機房之 300 RT 變頻螺旋式冰水機

機房改善後新增之一/二次冰水泵及冷卻水泵、變頻器盤及 PLC 控制盤如圖 9 和圖 10 所示。監控模組安裝於現場監控盤體內部，採用 PLC 架構，用於系統數據紀錄與傳輸、系統控制運算、設備控制等功能，圖 11 所示，監控系統畫面如圖 12 所示。



圖 9、工研院中興院區 89 館空調機房之一/二次冰水泵及冷卻水泵



圖 10、工研院中興院區 89 館空調機房之變頻器盤及 PLC 控制盤



圖 11、工研院中興院區 89 館空調機房 PLC 架構之監控模組

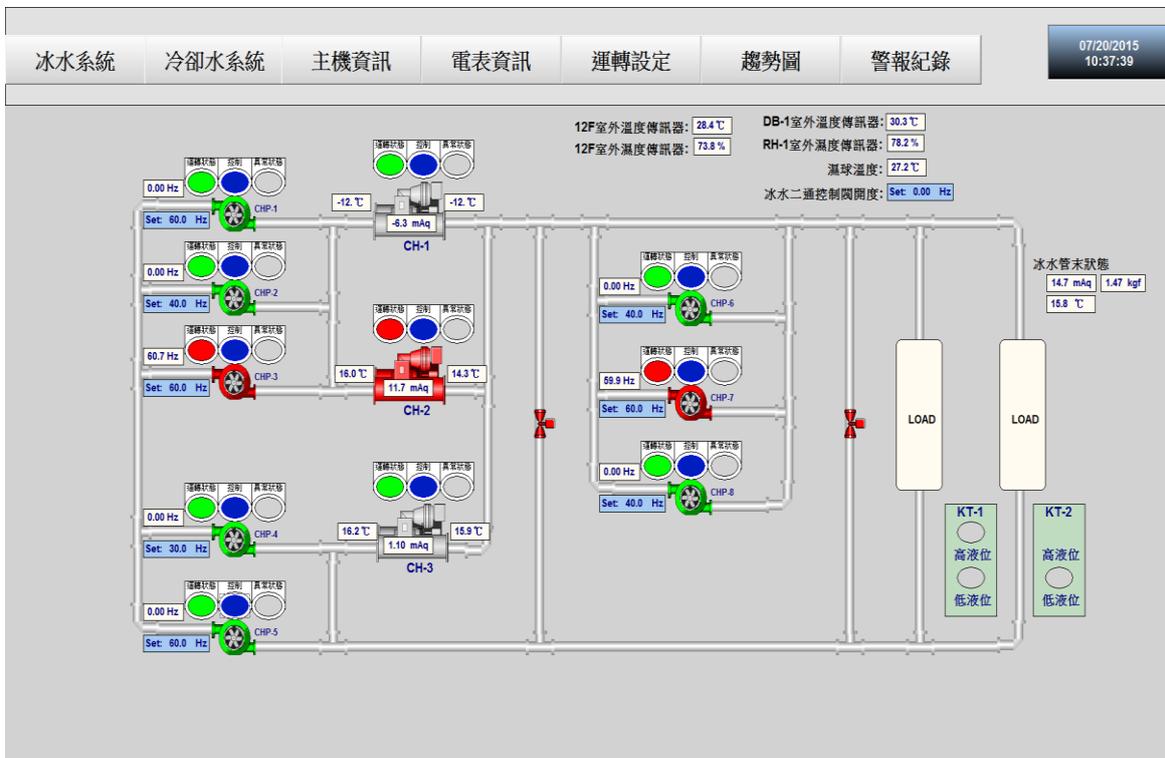


圖 12、工研院中興院區 89 館空調機房之監控系統畫面

空調系統節能演算法軟體模擬冬季外氣濕球溫度 18.4°C，空調負載 158RT，冰水出水溫度設定 13°C，風機運轉頻率設定 44.1Hz 情況下，實際量測空調系統耗功 77.8kW，模擬軟體 78.6kW，誤差 1%，如圖 13 所示。另外，也在中興 89 館空調機房建立定頻設備與變頻設備的運轉耗電比較，以 300RT 變頻冰水主機搭配一/二次側冰水泵、冷卻水泵和冷卻水塔風機，規格如表 1 所示。針對空調系統在不同運轉條件下之性能進行測試，變頻設備運轉是根據外氣條件進行冷卻水塔風機變頻運轉，控制冷卻水溫度。加上由變頻冰水泵變制冰水流量的變化。在外氣乾球/濕球溫度 28.7°C/26.0°C，空調負載 134RT 條件下，測試結果：變頻冰機+定頻設備(水泵+冷卻水塔)之系統總耗功為 97.9kW；變頻冰機+變頻設備(水泵+冷卻水塔)之系統總耗功為 51.3kW，變頻系統性能提升  $(97.9-51.3)/97.9=47.6\%$ 。因此藉由變頻設備，將能夠有效提升系統的運轉性能。

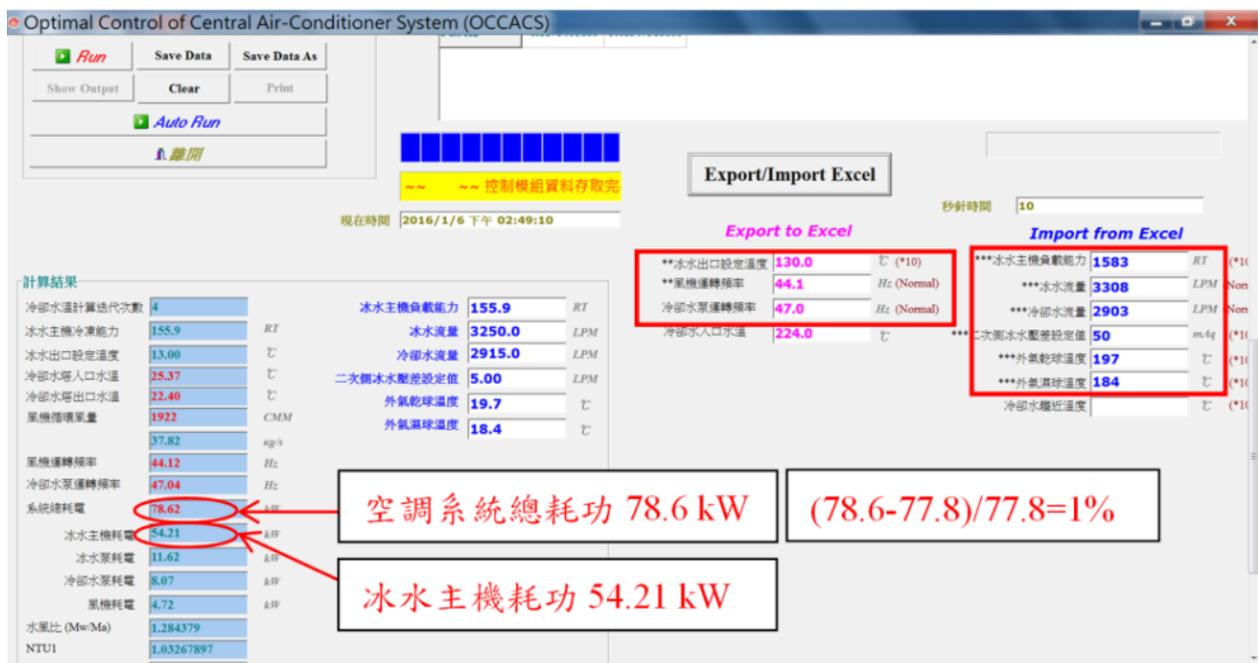


圖 13、空調系統最佳化節能演算法軟體模擬結果輸出畫面

表 1、工研院中興院區 89 館空調機房運轉之設備規格

設備規格				
編號	名稱	耗功	額定流量	變頻器
CH-3	冰水主機	240kW (300RT)	--	V
CP-3	冷卻水泵	15kW (20hp)	3750 LPM	V
CHP-3	一次冰水泵	11.25kW (15hp)	--	V
CHP-7	區域冰水泵	37kW (50hp)	--	V
CHP-8	區域冰水泵	18.75kW (25hp)	--	V
CT-1	冷卻水塔	15kW (20hp)	2600 CMM	V
CT-2	冷卻水塔	15kW (20hp)	2600 CMM	V

### 三、結語

建立空調主機系統運轉最佳化控制策略，針對冰水主機、泵浦和冷卻水塔建立耗電模型及計算流程，預測在不同運轉條件下之空調系統耗電，達到最佳操作策略(耗電最低)。在外氣濕球溫度 18.4°C，空調負載 158RT，冰水出水溫度設定 13°C，風機運轉頻率設定 44.1Hz 情況下，現場實際量測空調系統耗功 77.8kW，而最佳化節能演算軟體計算得到 78.6kW，誤差在 1% 左右。另外，也進行空調機房定頻設備與變頻設備運轉的耗電比較，變頻設備運轉，是根據外氣條件進行冷卻水塔風機變頻運轉，控制冷卻水溫度。加上由變頻冰水泵變制冰水流量的變化。測試結果；在外氣乾球/濕球溫度 28.7°C/26.0°C，空調負載 134RT 條件下，變頻冰機+定頻設備(水泵+冷卻水塔)之系統總耗功為 97.9kW；變頻冰機+變頻設備(水泵+冷卻水塔)之系統總耗功為 51.3kW，變頻系統性能提升 $(97.9-51.3)/97.9=47.6\%$ 。